621. 436-713. 1:621. 436. 016. 4-242

ディーゼル機関のピストン温度に及ぼす シリンダ冷却法の影響*

長 尾 不 二 夫**, 南 正 巳***

Effects of Cooling Methods of the Cylinder Liner on the Piston Temperature of Diesel Engine

by Fujio NAGAO and Masami MINAMI

Heat transfer from a piston must be large on the lower part of the liner below the bottom dead centre of the piston, since the temperature difference increases towards the lower part and moreover the piston speed becomes very low. From the view point of piston cooling, it will be more effective to cool sufficiently the lower part of the liner.

To verify this expectation, experiments were carried out on a two-cycle engine, in which the temperatures of the piston and the liner were measured, changing the cooling method of the liner. By comparing the heat transfer coefficients and the heat distributions, the following facts were found.

- (1) Heat transferred from the piston to the liner is largest near the top ring, when the piston is at the bottom dead centre.
- (2) In the case of poor cooling of the lower part of the liner, the piston temperature becomes high, especially at the piston skirt.
- (3) In the case of sufficient cooling of the lower part of the liner, the heat load of the top ring is partly distributed to the lower rings.

1. 緒 言

最近ディーゼル機関の高力化に伴い、ピストンの温度上昇が問題になる場合が多い。よって今回ピストン温度制御の一方法として、水冷式機関のシリンダライナ冷却法の問題に検討を加えてみた。

水冷式機関のシリンダライナの冷却にあたっては、従来ピストンが上死点にある際の第 1 リング外周部分の冷却効果をあげるよう種々考慮が払われて来た。しかしピストン温度を制御する観点からすれば、ピストンよりライナへの熱移動を考えてみると、両者の温度差は下死点側で大きくかつピストン速度も下死点側がおそいから、下死点側の冷却効果を十分にあげるこ

との方が有効と思われる。

われわれはピストンよりライナへの伝達熱量の分布について解析を試みた上、下死点以下のライナを十分冷却する場合としからざる場合につき実験をおこな

法の差異がピストン温度分布やライナへの伝達熱量の分布におよぼす影響を明らかにした。

2. ライナへの伝達熱量分布

いまピストンおよびライナの表面温度をそれぞれ ϑ_p , ϑ_l , 熱伝達率を α , 時間を t , 行程長さを S , ピストン速度を c とすれば、ライナの一部分がピストンの一部分より受ける熱量は定常状態として

$$dq = \alpha(\vartheta_p - \vartheta_l)dt = \alpha(\vartheta_p - \vartheta_l) \frac{dS}{c}$$

ϑ_p , ϑ_l はその位置によって異なり、 c もライナの位置によって変るから、伝熱過程は第 1 図のように考えることができる。

ライナのある位置について考えれば、これに接するピストンの各部分の温度および速度が変るから、伝えられる熱量はピストンの各部分の寄与の合計値である。 y をピストンの熱伝達にあずかる部分の側長とし、ライナ長さ $l = S + y$ をとり、 y および l を同一 ΔS で区分し分布熱量を考える。

S 区域ではピストン頭に注目し上死点よりピストンが下向する場合を考える。そのときライナの各区間の受熱量は

* 昭和 33 年 9 月 26 日 関西支部第 202 回講演会において講演、原稿受付 昭和 35 年 1 月 5 日。

** 正員、京都大学工学部。

*** 正員、神戸商船大学(神戸市東灘区本庄町)。

$$\begin{aligned}
q_1 &= \alpha_1 \Delta F (\vartheta_{p_1} - \vartheta_{l_1}) \frac{\Delta S}{c_1} \\
q_2 &= \alpha_2 \Delta F (\vartheta_{p_2} - \vartheta_{l_2}) \frac{\Delta S}{c_1} + \alpha_1 \Delta F (\vartheta_{p_1} - \vartheta_{l_2}) \frac{\Delta S}{c_2} \\
q_3 &= \alpha_3 \Delta F (\vartheta_{p_3} - \vartheta_{l_3}) \frac{\Delta S}{c_1} + \alpha_2 \Delta F (\vartheta_{p_2} - \vartheta_{l_3}) \frac{\Delta S}{c_2} + \alpha_1 \Delta F (\vartheta_{p_1} - \vartheta_{l_3}) \frac{\Delta S}{c_3} \\
&\vdots \\
q_k &= \alpha_k \Delta F (\vartheta_{p_k} - \vartheta_{l_k}) \frac{\Delta S}{c_1} + \alpha_{k-1} \Delta F (\vartheta_{p_{k-1}} - \vartheta_{l_k}) \frac{\Delta S}{c_2} \\
&\quad + \alpha_{k-2} \Delta F (\vartheta_{p_{k-2}} - \vartheta_{l_k}) \frac{\Delta S}{c_3} + \cdots + \alpha_{k-k+1} \Delta F (\vartheta_{p_{k-k+1}} - \vartheta_{l_k}) \frac{\Delta S}{c_k}
\end{aligned}$$

S 区間の総受熱量は

$$\begin{aligned}
Q_1 &= q_1 + q_2 + q_3 + \cdots + q_k = \Delta F \Delta S \left[\frac{1}{c_1} \sum_{n=1}^k \alpha_n (\vartheta_{p_n} - \vartheta_{l_n}) + \frac{1}{c_2} \sum_{n=2}^k \alpha_{n-1} (\vartheta_{p_{n-1}} - \vartheta_{l_n}) \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{c_3} \sum_{n=3}^k \alpha_{n-2} (\vartheta_{p_{n-2}} - \vartheta_{l_n}) + \cdots + \frac{1}{c_k} \alpha_{k-k+1} (\vartheta_{p_{k-k+1}} - \vartheta_{l_k}) \right]
\end{aligned}$$

ただし ϑ_{p_n} , ϑ_{l_n} は n 区間の平均温度, α_n はピストンの n 区間とライナ間の平均熱伝達率, c_n はピストン頂がライナの n 区間内にあるときの平均ピストン速度である。

つぎにライナの y 区域では, スカート下部に注目ピストンの上昇行程を考える。この場合も熱量分布の式の形式は同一となる。この区域の合計熱量を Q_2 とすれば, 一つの行程中の全伝達熱量は

$$Q = Q_1 + Q_2$$

となる。

ϑ_{p_n} , ϑ_{l_n} はサイクル中の変動はあるが, その量は微小であり, ともに上方で高く下方で低くなっている。また $\Delta S/c_n$ は死点側とくに下死点側で大きいから, ライナへの伝達熱量の分布曲線は第1図に示すように下死点付近で最大になる。なお α_n は当然リング部分のところが大きくなるから, 厳密には q はピストンが下死点にあるときの第1リング付近で最大になる。

機関出口における冷却水温度を一定におさえて運転する際, この伝達熱量の最大となる部分を十分冷却すれば, 冷却不十分な場合に比べピストン温度を著しく

低下し得るはずである。

3. 実験装置および方法

シリンダ径 150 mm, 行程長さ 270 mm の側孔掃除形の低速二サイクルディーゼル機関を用い, 第2図に示すごとくライナの下死点以下を有効に冷却する場合と, ピストンが下死点にあるときその頂面以下にあたるライナ外側の冷却水通路をセメントで埋めた場合につき実験した。冷却水温度は機関出口において 50°C 一定に保ち, 流量はロータメータによったが, 冷却水損失はジャケット部分とヘッド部分を区分して測定した。使用回転数は 400 rpm である。

温度計測のためピストンおよびライナ各部に 0.3 mm 径の鉄・コンスタンタン熱電対を埋め, 電位差計により測定した。ピストンに埋めたものは素線にシリコン油を塗布したまま裏面に導き, シュ熱板内部をせこうで固め, 慣性力により素線の切断することを防止した。素線は軽合金製関節腕に沿わせて取出し, 切換えスイッチを経て電位差計に導いた。

指圧図よりサイクルガスの温度と圧力を知り, ピストンやライナに流入する熱量をチェックするため, 光電管式指圧器を使用し電磁オシログラフに指示させた。空気流量は掃除ポンプの吸入側にサージタンクを配置し, その吸込管に設けたオリフィスにより測定した。また掃除効率を計算するため, 排気孔の直後にブローダウンガス採取自動弁を装置し, サンプルガスはオルザット分析器により分析した。

4. 実験結果とその考察

平均有効圧力 $p_e = 4 \text{ kg/cm}^2$ ($p_i = 5.5 \text{ kg/cm}^2$)

第1図 ピストンよりライナへの伝熱過程

および $p_e = 3 \text{ kg/cm}^2$ ($p_i = 4.5 \text{ kg/cm}^2$) について実験した。第 3 図にライナ，第 4 図にピストンの測定温度を示す。

ヘッド出口における冷却水温度を 50°C 一定に保つよう冷却水量を変えたため，同一負荷に対してライナ温度に多少の開きがあったが，その差異は少ない。ジャケット下部を埋めた場合はライナ下死点側は非常に高温になる。

冷却法によるピストン温度の変化は，ピストン側面についてみれば，上縁部分ではその差は比較的少なく，最下段リング以下のスカート部分では非常に大きい。ジャケット下部を埋めた場合は，ピストン温度は全体に上昇しており，特にピストン胴下部の温度上昇が著しい。

この実験結果を使用して次の熱量計算を行なった。

4.1 ピストンとライナ間の熱伝達率 ピストン側面に埋めた熱電対の深さは表面より 2 mm であるから正確に言えば表面温度ではない。しかし側面付近は等温線が水平に近い部分であるから，測定結果をそのまま表面温度とみなして計算した。同様にライナ表面測点も深さ 1 mm であり，正しい表面温度ではないが，裏面の温度測定を行なわなかったため，これもそのまま表面温度とみなして計算した。

第 3 図の測点⑪，⑫および⑬の示す温度から，ライナ裏面に冷却水の通じている部分は，ほぼ直線的な温度分布をなしているものと思われる。よって今ピストンに接する部分の表面温度を⑪および⑫を結ぶ直線と

みなす。ピストン本体の側面の 1 点に ϑ_p をとり，これに接するライナの ϑ_l をクランク角に転換し，その時間的平均値 ϑ_{lm} を求めれば，両者間の熱伝達率 α_b は次式で近似できる⁽¹⁾。

$$\alpha_b = \frac{\lambda_{oil}}{S_0 - \beta R(\vartheta_p - \vartheta_{lm})}$$

ただし λ_{oil} : 潤滑油の熱伝導率 ($0.1 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$)， β : 鋳鉄の線膨脹係数 (11×10^{-6})， S_0 : 冷間ピストン間げき， R : ピストン半径。

α_b は S_0 が変れば当然変るが，計算では第 1 リングみぞまでの側面に対する α_{b1} と第 2 リングランドに対する α_{b2} を求め，ランド部分は α_{b2} で代表させた。

4.2 ライナへの伝達熱量 ピストン裏面はせっこ

..... ライナ下部十分冷却
—— ライナ下部を埋めたとき
400 rpm, 室温 $21 \sim 23^\circ$
冷却水温度入口 19° , 出口 50°

第 3 図 ライナ温度

第 2 図 供試二サイクル機関構造

—— ライナ下部を埋めたとき
..... ライナ下部十分冷却
400 rpm, 室温 $21 \sim 23^\circ$
冷却水温度入口 19° , 出口 50°

第 4 図 ピストン温度

うで埋めてあるから、せっこの熱伝導率 $0.37 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ より考えほとんど断熱材とみることができ、ピストン天井裏面よりの放熱は無視できる。よって第5図に示すごとく、頂面より受けた熱はすべて肩の部分 ∂_a 断面を通過する。ピストン側面の温度曲線と前記 α_{b1} を使用すれば、肩部における半径方向の温度こう配が計算できるから、裏面側で熱流の集中する部分の測点⑤の測定値を使用して ∂_a , $\partial_a + \Delta\partial_1$ の二等温線が求まる。すなわち周辺における二等温線の水平距離 Δx は次式で求められる。

$$q_b = \alpha_{b1}(\partial_{pa} - \partial_{lm_a}), \quad \Delta x = \frac{\lambda}{q_b} \Delta\partial_1$$

ただし λ : 鋳鉄の熱伝導率

二等温線の平均距離 y_a と平均断面積 F_a を考えれば、頂面よりの全流入熱量 Q_p が得られる。

同様にしてスカート部に流出する熱量 Q_s は、最下段リングみぞ以下の温度曲線を使用し、この部分では水平な等温線 ∂_b , $\partial_b + \Delta\partial_2$ を描くことにより与えられる。

この間でライナに伝えられる熱量 Q_{p-l} は

$$Q_{p-l} = Q_p - Q_s = \lambda \frac{\Delta\partial_1}{y_a} F_a - \lambda \frac{\Delta\partial_2}{y_b} F_b$$

となる。

4.3 リング部分の換算熱伝達率 リングみぞを除く胴よりの伝達熱量 Q_b は、ピストンおよびライナの温度曲線と前記 α_{b1} , α_{b2} を用い計算できる。しかしリングを通じての伝熱過程は複雑であるから、ピストン側面の温度曲線よりリングみぞの温度 ∂_r を求め、これとリング中心に対位するライナの時間的平均温度 ∂_{lm} との間に、諸伝熱抵抗を含めた換算熱伝達率 $\alpha_{r \text{ res}}$ を求める。

$$\alpha_{r \text{ res}} = \frac{Q_r}{F_r \sum_{i=1}^t (\partial_{ri} - \partial_{lmi})}$$

ただし $Q_r = Q_{p-l} - Q_b$, F_r : リングの表面積

第6図はリングに対する ∂_{lm} の一例で、第1リングに対応するものである。

以上の方法により計算した結果を第1表に示す。

スカートへの Q_s はジャケット下部を十分冷却した場合、埋めたときの約2倍となる。 Q_s は一部はライナへ、他はクランク室内空気および油に伝わるが、第3図および第4図で明らかなごとく、スカート部分の温度はライナの温度とほぼ等しくなっているから、ライナへの伝達熱量は微少である。

Q_p も冷却法により相当の差が出ているが、これはピストン頭の表面温度が異なるためである。 Q_b は本体上部の側面温度が冷却法によって比較的变化が少ないため、量的にはあまり変らないが、 Q_p に対する割合では下部を埋めた場合が大きくなる。 Q_r に最も著しい変化が起っている。すなわち Q_p に対する割合はほとんど変っていないが、冷却十分の場合リング別熱負荷が下方まで漸減するに対し、埋めた場合は第1リングに集中し第2リング以下で激減する。 Q_r の割合の大きいのはトップランドの短いためである。

なお Salzman⁽¹⁾ は四サイクル機関において、 $p_i = 4.8 \sim 5.7 \text{ kg/cm}^2$, 211 rpm のもとで $\alpha_{r \text{ res}} = 3100 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ を得ているが、二サイクル機関ではライナ上の油膜が薄いことが考えられ、本計算値は妥当な値を示している。

4.4 冷却損失との比較 計算数値の検討をするため冷却損失と比較した。ジャケット冷却水の持ち去る

第5図 ピストン断面温度

第6図 No. 1 リングに対するライナの平均温度

第 1 表 ピストンの熱量配分および熱伝達率

平均有効圧力 kg/cm^2		下部冷却十分なとき		下部を埋めたとき	
		4	3	4	3
Q_p	kcal/h (%)	3 230 (100)	2 600 (100)	2 620 (100)	2 160 (100)
Q_b	" (%)	561.8 (17.4)	460.6 (17.7)	570.7 (21.8)	461.9 (21.4)
Q_r	" (%)	2 336.2 (72.3)	1 883.4 (72.45)	1 903.3 (72.6)	1 561.1 (72.3)
No. 1 リング	" (%)	865.0 (26.8)	727.4 (28.0)	880.0 (33.6)	740.0 (34.3)
No. 2 リング	" (%)	648.0 (20.1)	528.0 (20.0)	419.0 (16.0)	350.0 (16.2)
No. 3 リング	" (%)	483.7 (14.9)	374.0 (14.4)	321.0 (12.2)	252.0 (11.7)
No. 4 リング	" (%)	339.5 (10.5)	254.0 (9.75)	283.3 (10.8)	219.1 (10.1)
Q_s	" (%)	332.0 (10.3)	256.0 (9.85)	146.0 (5.6)	137 (6.3)
Q_{p-l}	"	2 898	2 344	2 474	2 023
α_{b1}	$\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	429	402	427	402
α_{b2}	"	500	482	490	468
α_{res}	"	4 370	4 075	3 490	3 480

ただし鋳鉄の $\lambda=50 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$

第 2 表 ライナ受熱量とジャケット冷却水損失

平均有効圧力 kg/cm^2		下部冷却十分なとき		下部を埋めたとき	
		4	3	4	3
Q_{p-l}	kcal/h	2 898	2 344	2 474	2 023
Q_{g-l}	"	3 750	2 690	3 720	2 530
Q_f	"	816	735	788	705
計		7 464	5 769	6 982	5 258
ジャケット冷却水損失計測値	kcal/h	7 185	5 670	6 000	4 800

熱量はピストンよりの伝達熱量 Q_{p-l} の外に、ガスよりの直接伝達量 Q_{g-l} および摩擦熱 Q_f が加わる。

Q_{g-l} を与えるライナ面積、ガス温度、ライナ温度および熱伝達率はすべてクランク角の関数であるから、指圧図より Eichelberg の方法⁽²⁾を使用し、クランク角に対する図式積分より求めた。

Q_f はガス圧および慣性力によるピストン本体の側圧と、リングの側圧を考慮せねばならない。このうちリングの側圧は次式⁽³⁾によった。

$$p_r = \frac{1}{1 \pm \mu^2} \left[\frac{1}{2} \Delta p \left(1 - \mu \frac{b}{h} \right) + p_0 \right]$$

ただし μ : 摩擦係数(0.1), Δp : リング上下の圧力差, p_0 : リング固有の張力(0.6 kg/cm^2), b : リング幅, h : リング高さ, $\pm$ の符号は上向き行程正, 下向き行程負である。なおリング上下の圧力は $p_1=p_g$, $p_2=0.35 p_g$, $p_3=0.15 p_g$, $p_4=0.05 p_g$, $p_5=p_s$ と仮定した。 p_g はガス圧力, p_s は掃気圧力である。

計算および実測値を示すと第 2 表のとおりである。ガス温度より計算した Q_{g-l} の値の精度ならびに機関よりの放熱を考えれば、計算熱量と実測冷却水損失とはほぼ一致している。

4.5 ライナへの伝達熱量分布 実験結果に基づき、ピストンは側面上縁よりリング最下段の下方までの 50 mm の長さ、ライナはこれに接する上端より 320 mm の間をとり、それぞれ 10 mm ごとに分割し、ライナ各部分への伝達熱量を求めてみると第 7 図のようになる。

いずれの場合もピストンが上死点にあるとき、第 1 リングの接する部分でやや大きなところがあるが、下死点側の第 1 リング周辺の最大値に比べればはなはだ小さい。図の場合はピストン頂の下死点下方 5 mm より 15 mm までの 10 mm 区間に

第 7 図 ピストンよりライナへの伝熱量分布

Q_{p-1} の 10% 以上が集中し, 下死点以下の受熱量は Q_{p-1} に対して, 冷却十分の際 36~37% であるが, 埋めた場合は 30% に減少している。

ライナ下部を埋めた場合は十分冷却する場合に比べ, ライナ上部の分布熱量が増加し下方で著しく減少する。したがって下死点側の冷却不十分の際はライナ上部の熱負荷を増大することになる。

供試機関の場合セメントで埋めたライナ下部外側は, 二重になった鋳鉄壁をへだてて間接に冷却する形式であるから, 当然ライナとの間に熱抵抗の大きな空げきが存在する。直接ライナ外側を水冷する場合は, さらに大きな冷却効果があるものと推定される。なお供試機関は二サイクル機関であるから, ライナ下部に掃気孔および排気孔をもつため, 穴の部分の分布熱量差が少なくなり, したがってピストン温度の差異も比較的少なくなった。四サイクル機関の場合は穴がないから, 図中の鎖線で示すごとく穴の上から最高点を結ぶような曲線となり, 面積差も非常に大きくなることわかる。

5. 結 言

本研究の結果を要約すると次のとおりである。

(1) ピストンよりライナへの伝達熱量分布は, ピストンが下死点にあるときピストン側面に接するライナ部分で非常に大きく, 第1リングのところで最大になる。したがってピストン温度を低下させる目的のためには, ライナのこの部分を十分冷却することが有効である。

(2) ライナ下部の冷却が不十分のときは, ピストン全体の温度が高くなり, 特にピストン胴下部の温度上昇が大きい。

(3) ライナ下部の冷却が不十分なときは第1リングに伝達熱量が集中するが, 下部冷却を十分にすれば下方リングに熱を分散させることができる。

最後に実験にあたって当時神戸商船大学学生であった鬼鞍彰二, 上野俊彦および井上博之の3君の協力を得た。記して深じんなる謝意を表する。

文 献

- (1) F. Salzman, *Wärmefluss durch Kolben und Kolbenring im Dieselmotor*, (1932), 36 und Zahlentafel 4 Diss. Druckerei A.G. Zürich.
- (2) G. Eichelberg, *Engineering*, **148** (1939-11-17), 548.
- (3) C. Englisch, *ATZ*, **41**, 22(1938), 579.

インドに新油田を発見

インドの数箇所に新油田が発見され, インド政府は外国企業の石油採掘を見越して, 現在の利権法を改正しようとしている。

現在インドは年約 7 500 万ポンド相当額の石油を輸入しているが, 年約 600 万トンの現在消費に対して, インドで知られる油田は年 40 万トンを生産する Digbhol のみに過ぎない。

目下開発中の新油田は百万ないし 200 万トンの生産が予想され, 1961 年末までには約 300 万トンを生産することが期待されている。

インド政府の油田発見作業は 1956 年から始められ, 過去 3 箇年間, ソ連, ルーマニア, イギリス, アメリカ, カナダなどが, これを援助してきた。まず最初ヒマラヤおよびパンヤブ地方を探索し, ついでソ連専門家の推奨によってキャンペイ地方に集中し, ここが最も有望視されるようになった。この油田が商業的に有利か否かは 6~10 箇月の調査を要すると公式発表しているが, 年 50 万トンないし 150 万トンに精製するだけの資源はあるものとの情報がある。

インド政府委員会の計画では次の 3 地区に油田発見の見込みである。

- (1) 最大のものは 28 平方マイルの Ankleswar 地方。
- (2) 次は 9 平方マイルのキャンペイ地方
- (3) 第 3 は 7 平方マイルのキム地方である。

その他政府所有の精油工場設立計画も進みつつある。ルーマニアの援助で 1961 年に軌道に乗り, またソ連の援助で 1962 年半ばごろまでに建設されよう。

その他原油 75 万トンを送送するため, 720 マイルのパイプラインも完成の予定である。

なおインドは過去 10 年間に石油製品需要がほとんど 3 倍に増加し, 1967 年までに全石油製品の消費高は 1 200 万トンに達する見込みである。現在は 1 人当年間消費量わずかに 3.8 ガロン (世界の平均は 70 ガロン) に過ぎない。

[Times Rev. of Ind., 14, 156(1960), 99]

(日本科学技術情報センター提供)